



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 **Offenlegungsschrift**
①0 **DE 196 48 337 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 01 L 1/12
F 01 L 1/08

②1 Aktenzeichen: 196 48 337.9
②2 Anmeldetag: 22. 11. 96
④3 Offenlegungstag: 4. 6. 98

DE 196 48 337 A 1

⑦1 Anmelder:
Waal, Jakob, 23556 Lübeck, DE

⑦4 Vertreter:
H. Wilcken und Kollegen, 23552 Lübeck

⑦2 Erfinder:
gleich Anmelder

BEST AVAILABLE COPY

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung

⑤7 Eine solche Maschine umfaßt wenigstens einen Zylinder mit einem Hubkolben darin, einen Zylinderkopf mit wenigstens einem Einlaßventil und wenigstens einem Auslaßventil für den Zylinder, zwei von der Kurbelwelle angetriebene Nockenwellen zum Öffnen und Schließen des Einlaßventils und des Auslaßventils und Übertragungsglieder, um die Öffnungsbewegungen der Nocken auf die Ventile zu übertragen. Die Steuerumfangsstrecke jedes Einlaßnockens und jedes Auslaßnockens besteht aus einer zurückspringenden Kurve. Die Übertragungsglieder bestehen aus einem vertikal geführten Brückenglied mit einem für jeden Nocken vorgesehenen, darauf ablaufenden Vorsprung und werden mittels Federkraft an die Nocken gedrückt. Jedes Einlaßventil und jedes Auslaßventil ist mit seinem Ventilkörperschaft an dem zugehörigen Brückenglied befestigt und zusammen mit diesem hubbewegbar.

DE 196 48 337 A 1

Die Erfindung geht aus von einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung, enthaltend wenigstens einen Zylinder mit einem Hubkolben darin, einen Zylinderkopf mit wenigstens einem Einlaßventil und wenigstens einem Auslaßventil für den Zylinder, wobei die Ventilkörper beider Ventile je einer Schließfederkraft ausgesetzt sind, zwei von der Kurbelwelle angetriebene Nockenwellen, wobeinockenwellen-seitig ein Einlaßnocken für das Einlaßventil und ein Auslaßnocken für das Auslaßventil vorgesehen sind und wobei die Steuerumfängsstrecke der Nocken für die Ventilkörperbewegung von der übrigen Kreisform der Nocken abweicht, und federbelastete, bewegliche Übertragungsglieder, um die Öffnungsbewegungen des Einlaßnockens und des Auslaßnockens auf den zugehörigen Ventilkörper zu übertragen.

Eine Brennkraftmaschine dieser Art ist allgemein bekannt. Man hat versucht, die Ventilsteuerung dieser Maschine so zu gestalten, daß eine möglichst vollkommene Verbrennung des Brennstoffgemisches erreicht wird. Die bisherigen Erfolge sind jedoch nicht ganz zufriedenstellend, so daß auf Katalysatoren, Gasrückführungen, Druckaufladungen und ähnliche Techniken zurückgegriffen wird.

In diesem Zusammenhang ist die DE-A-23 58 894 bekannt, gemäß der ein Viertaktmotor so betrieben wird, daß nach dem Arbeitstakt gleich ein weiterer Verdichtungsstakt mit sich anschließendem weiteren Arbeitstakt folgt, bei dem das nachverdichtete, gegebenenfalls mit Luft oder Sauerstoff angereicherte, vorverbrannte Gemisch wiederum gezündet wird. Erst dann folgt der Ausstoßtakt. Dies setzt eine komplizierte Ventilsteuerung voraus, denn das Auslaß- und das Einlaßventil bleiben zunächst für zwei weitere Takte geschlossen.

Um die Gemischverbrennung effektiver zu gestalten, d. h. sowohl eine bessere Verbrennung als auch eine bessere Leistungsausbeute zu erhalten, sind besondere Konstruktionen in der DE-A-31 29 028 und in der DE-A-37 10 706 bekannt. Darin sind Motoren beschrieben, deren Kolben mit doppeltem Pleuel versehen sind, die wiederum an zwei Kurbelwellen angelenkt sind. Da sich in diesem Fall die seitlichen Pleuelkräfte auf den Kolben aufheben, sind die Kolben keinen Seitenkräften, die auf die Zylinderwände wirken, ausgesetzt, so daß mehr Leistung von den Kolben auf die Kurbelwelle übertragen wird und der Verschleiß am Kolben und am Zylinder gemindert ist. Es ergeben sich auch weniger Verbrennungsrückstände an den Zylinderwänden, weil aufgrund der stark herabgesetzten Reibung in diesem Bereich entsprechend weniger Öl für die Schmierung zwischen Kolben und Zylinder erforderlich ist.

Ein weiterer Nachteil der vorstehend beschriebenen Motoren besteht darin, daß ein erheblicher Ventilschaden auftreten kann, wenn ein Bruch des Zahnriemens oder der Zahnkette für den Antrieb der Nockenwellen eintritt. Da dann geöffnete Ventile so stehenbleiben, sich die Kolben aufgrund der nachlaufenden Kurbelwelle aber weiterbewegen, stoßen die Kolben an die geöffneten Ventile und zerstören diese. Entsprechende Schäden treten auch bei einem Nockenwellenbruch ein. Ein daraus resultierender Schaden kann zum Totalausfall des Motors führen.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, eine Brennkraftmaschine der eingangs angeführten Art so zu verbessern, daß eine effektivere Verbrennung des in die Maschine eingesaugten Brennstoffgemisches ermöglicht ist, daß dieses Ziel mit einer einfach aufgebauten und kostengünstig herstellbaren Konstruktion erreicht wird und daß ein Motorschaden aufgrund eines Nockenwellenversagens vermieden ist.

Die Lösung dieser Aufgabe ist in dem Kennzeichen des

Patentanspruches 1 angegeben.

Durch diese Lösung ist ein neues Ventilbetätigungssystem für solche Brennkraftmaschinen geschaffen, deren Ventile über zwischengeschaltete Übertragungsglieder, also mittelbar, gesteuert werden. Solche Übertragungsglieder sind im allgemeinen sogenannte Kipphebel, die aber eine relativ teure Drehlagerung aufweisen, wofür oft nicht der nötige Platz zur Verfügung steht. Auch müssen die Kipphebel selbst sehr genau hergestellt werden, was mit entsprechenden Kosten verbunden ist. Insbesondere wenn mehrere Einlaßventile und mehrere Auslaßventile je Zylinder vorgesehen sind, ist ein Kipphebelsystem allein schon aus Platzgründen oft nicht wirtschaftlich herstellbar.

Erfindungsgemäß werden nunmehr wenigstens zwei den jeweiligen Zylinder in Motorquerrichtung überbrückende, sich auf und ab bewegendende Brückenglieder verwendet, die – im Fall von zwei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen je Zylinder – je zwei dem Zylinder zugekehrte Vorsprünge aufweisen, wobei jeder Vorsprung mit einem Nocken der zugehörigen Nockenwelle zusammenarbeitet. An jedem Brückenglied hängt zwischen seinen beiden Vorsprüngen der Schaft des Ventilkörpers, oder der Ventilkörper, wenn mehrere Einlaßventile für einen Zylinder vorgesehen sind. Diese Konstruktion ist noch einmal für das Auslaßventil oder die Auslaßventile vorgesehen. Jede der beiden Nockenwellen trägt nebeneinander einen Einlaßnocken und einen Auslaßnocken für den oder jeden Zylinder. Die beiden Brückenglieder je Zylinder sind in ihren Endbereichen an einfachen Stangenführungen vertikal und ständig nachgiebig bewegbar gelagert. Ein solcher Aufbau für die Steuerung der Ventile ist sehr einfach und kann kostengünstig hergestellt werden. Die Qualität der Verbrennung des eingesaugten Brennstoffgemisches ist ebenfalls verbessert, weil die Ventilsteuerungszeiten mit der erfindungsgemäß vorgeschlagenen, negativen Steuerkurve der Nocken auf einfache Weise den optimalen Verbrennungsbedingungen angepaßt werden kann. Die Verbrennungsergebnisse sind jedoch wenigstens genauso gut, wie sie mit herkömmlichen, also positiven Steuerkurven der die Ventile steuernden Nocken erreicht werden. Demgegenüber hat das neue Ventilsteuerungssystem für mittelbar betätigte Ventile den Vorteil, daß es platzsparend aufgebaut und kostengünstig hergestellt werden kann.

Ferner ist durch das neue Ventilsteuerungssystem einnockenwellenbedingter Motorschaden vermieden. Sollte die Nockenwelle aus irgendeinem Grund stehenbleiben, werden geöffnete Ventile nicht beschädigt, weil sie auch in dieser Stellung nach oben gedrückt werden und praktisch in Schließstellung gelangen. Ihre nach oben gerichtete Nachgiebigkeit wird beispielsweise dadurch erreicht, daß das betroffene Brückenglied aufgrund seiner vertikalen Federbelastung nach oben nachgeben kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung der zurückspringenden Steuerkurve jedes Nockens ist diese konkav geformt oder etwa V-förmig mit abgerundetem Scheitel ausgebildet, wobei die am weitesten zurückspringende Stelle der Steuerkurve dem Ventilhub entspricht. Diese Steuerkurve umfaßt etwa 90° des Nockendrehwinkels. Der in diese Steuerkurve eingreifende Vorsprung des Brückengliedes weist z. B. einen V-förmigen Profilquerschnitt auf, wobei der Scheitel des Vorsprungs abgerundet ist, um ein gutes Gleiten auf der Steuerkurve zu gewährleisten. Diese Konstruktion ist einfach aufgebaut und mit üblichen Verfahren kostengünstig herstellbar.

In einer anderen bevorzugten Ausgestaltung ist die längsaxiale Beweglichkeit des oder jedes Ventilschaftes in dem jeweiligen Brückenglied neben dem Ventilspielausgleich um den Ventilhub erweitert. Hierdurch kann allein oder zusammen mit der vertikalen Bewegung des betroffenen Brück-

kengliedes eine vertikale Rückbewegung des oder der Ventilschäfte, also eine Bewegung in deren Schließrichtung, erreicht werden, wenn im Schadensfall ein Kolben gegen den oder die entsprechenden Ventilkörper anstößt.

Die Erfindung ist nachstehend anhand eines in den anliegenden Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Aufsicht auf einen teilweise dargestellten Motorblock mit weggelassenen Zylinderkopf, wobei jedoch einige Bauteile für die Steuerung der gestrichelt angedeuteten Zylinderventile dargestellt sind,

Fig. 2 eine Schnittdarstellung nach der Linie II-II in Fig. 1,

Fig. 3 eine Schnittdarstellung nach der Linie III-III in Fig. 1,

Fig. 4 einen Einlaßnocken in vergrößertem Maßstab während des Einsaugtaktes,

Fig. 5 den Einlaßnocken nach Fig. 4 während des Verdichtungstaktes,

Fig. 6 + 7 weitere Beispiele für die Lagerung eines Ventilschafes,

Fig. 8 eine weitere Ausführungsform für einen Einlaßnocken.

In Fig. 1 ist ein teilweise dargestellter Motorblock 1 gezeigt, bei dem der übliche Zylinderkopf weggelassen und bei dem nur ein Zylinder 2 zu sehen ist. Es können jedoch auch mehrere Zylinder in dem Motorblock vorgesehen sein, so daß z. B. ein Vierzylindermotor herstellbar ist. Auf dem der besseren Übersicht wegen weggelassenen Zylinderkopf sind zwei Nockenwellen 3 in Längsrichtung des Motors drehbar gelagert und werden in üblicher Weise von der Kurbelwelle (nicht gezeigt) mit deren halber Drehzahl angetrieben. Für den angedeuteten Zylinder 2 sind zwei Einlaßventile 4 und zwei Auslaßventile 5 vorgesehen. Es ist jedoch auch möglich, jeweils nur ein Einlaßventil und zwei Auslaßventile oder zwei Auslaßventile und ein Einlaßventil vorzusehen. Solche Kombinationen von Ventilen sind bekannt und nicht entscheidend für die vorliegende Erfindung.

Die beiden Nockenwellen 3 sind jeweils mit einem Einlaßnocken für die beiden Einlaßventile 4 und mit einem Auslaßnocken für die beiden Auslaßventile 5 versehen. Für die Betätigung der Einlaßventile 4 und der Auslaßventile 5 ist jeweils ein Brückenglied 8 bzw. 9 vorgesehen, das in Fig. 1 gestrichelt und nur teilweise dargestellt ist. Die beiden parallel nebeneinander liegenden Brückenglieder 8 und 9 überqueren wenigstens den Zylinder 2 im Motorblock 1 und betätigen bei Drehung der Nockenwellen 3 zu den entsprechenden Zeiten die Einlaßventile 4 und die Auslaßventile 5, indem sie sich insgesamt heben und absenken aufgrund ihres Ablaufes auf den jeweils beiden Nocken 6 und 7.

In den Fig. 2 und 3 ist der Motorblock 1 mit einem Zylinderkopf 10 mit Abdeckhaube 10a versehen. Dieser Zylinderkopf ist in üblicher Weise mit dem Motorblock 1 verschraubt; er kann aber auch zusammen mit dem Motorblock aus einem Stück bestehen.

Fig. 2 zeigt, daß sich die Einlaßventile 4 in Offenstellung befinden, und zwar aufgrund des abgesenkten Brückengliedes 8. Zur gleichen Zeit sind die Auslaßventile 5 gemäß Fig. 3 geschlossen, weil sich das zugehörige Brückenglied 9 wieder in seiner obersten Stellung befindet, und zwar aufgrund der entsprechenden Schließstellung der Auslaßnocken 7.

Die Nocken 6 und 7 sind im gezeigten Beispiel gegenläufig angetrieben. Dies ist jedoch nicht Bedingung; sie können auch gleichsinnig angetrieben werden. In diesem Fall hat der eine Auslaßnocken 7 zum anderen Auslaßnocken 7 selbstverständlich eine um 90°-Drehwinkel veränderte Stellung. In jedem Fall bewegen sich die Brückenglieder 8, 9

insgesamt äquidistant zu dem Zylinderkopf 10.

Aus den Fig. 2 bis 5 ist die neue Nockenform deutlich zu erkennen. Es ist zu entnehmen, daß die Steuerumfängsstrecke jedes Nockens, welche die Ventilöffnungszeiten bestimmt, aus einer gegenüber der übrigen Nockenkreisform zurückspringenden, also negativen Kurve 11 bzw. 12 besteht. Diese zurückspringenden Steuerkurven sind beispielsweise konkav geformt, wobei die am weitesten zurückspringende (tiefste) Stelle jeder Kurve dem Ventilhub entspricht. Alternativ kann jede Steuerkurve auch etwa V-förmig mit abgerundetem Scheitel ausgebildet sein oder eine andere geeignete Form haben. Die Endbereiche jeder Steuerkurve können so geformt sein, daß gewünschte Ventilöffnungsüberschneidungen gegeben sind. Im allgemeinen umfaßt die jeweilige Steuerkurve 11 bzw. 12 des entsprechenden Nockens 6, 7 etwa einen Nockendrehwinkel von 90°. Es sei darauf hingewiesen, daß die Steuerkurven 11, 12 so geformt sein können, daß der maximale Öffnungshub jedes Ventiles sehr schnell erreicht wird, so daß ein optimaler Gaswechsel in dem Zylinder 2 erreicht wird.

Man erkennt aus den Fig. 2 und 3, daß das jeweilige Brückenglied 8 bzw. 9 je mit zwei Vorsprüngen 13 bzw. 14 versehen ist. Diese Vorsprünge 13, 14 bilden in gewisser Form ein Nockenablaufelement oder einen Nockenfolger und weisen z. B. einen V-förmigen Profilquerschnitt mit abgerundetem Scheitel auf. Auf jeden Fall sind diese Vorsprünge so ausgebildet, daß sie bestimmungsgemäß auf der entsprechenden Steuerkurve 11, 12 gleiten können.

Die beiden Brückenglieder 8, 9 bestehen aus einem länglichen, den jeweiligen Zylinder überquerenden Bauteil, das vertikal geführt ist und mittels Federkraft ständig nachgiebig gegen die Nocken 6, 7 gedrückt gehalten wird. Hierzu sind beispielsweise im seitlichen Randbereich des Zylinderkopfes 10 zwei ortsfeste Führungsstangen 15 vorgesehen, an denen die Endbereiche der Brückenglieder 8, 9 vertikal gleiten. An diesen Führungsstangen sind oberhalb der Brückenglieder Druckfedern 16 vorgesehen, die eine ständig vertikal nach unten auf die Brückenglieder wirkende Kraft ausüben.

Zwischen den Vorsprüngen 13 und 14 des jeweiligen Brückengliedes 8 bzw. 9 sind in diesem Bohrungen 17 bzw. 18 vorgesehen, in denen die Schäfte 19 der Ventilkörper 20 der Ventile 4 bzw. 5 zumindest geringfügig axial beweglich angeordnet sind. Hierzu sind in dem jeweiligen Brückenglied Stifte 21 gelagert, die wiederum im jeweiligen Ventilschaft 19 mit Festsitz montiert sind. Die Löcher 22 in dem jeweiligen Brückenglied 8, 9 sind so geformt, daß die erwähnte Axialbewegung der Ventilkörper 20 ermöglicht ist, damit ein sicheres Schließen der Ventile ohne Beschädigung der Ventilsitze und/oder der Ventilkörper gewährleistet ist. Hierzu sind die Ventilschäfte an ihrem Oberende mit Druckfedern 23 versehen. Diese stützen sich oben an dem jeweiligen Brückenglied 8, 9 ab, so daß die Ventilschäfte 20 ständig nach oben, also in Schließrichtung, gedrückt werden. Auf diese Weise wird das Ventilspiel ausgeglichen.

Fig. 6 zeigt eine weitere Möglichkeit zur Anordnung der Ventilschäfte 19 an den Brückengliedern 8, 9. Die gezeigte Anordnung ermöglicht, daß die geöffneten Ventilkörper 20 und deren Schäfte 19 im Schadensfall durch den Kolben des oder der betroffenen Zylinder allein oder zusammen mit dem zugehörigen Brückenglied nach oben gedrückt werden können und dadurch unbeschädigt bleiben. Hierzu weisen die Brückenglieder 8, 9 ein vertikales Langloch 24 auf, in dem der Stift 21 der Schäfte 19 beweglich ist. Ferner ist zusätzlich eine untere Druckfeder 25 vorgesehen, die sich an einem Bund 26 der die Schäfte 19 und unten an den Brückengliedern 8, 9 abstützt. Die Länge der Löcher 24 ist derart, daß der darin gleitende Stift 21 nach oben den Weg H zurücklegen kann, der dem maximalen Ventilhub entspricht.

Nach unten braucht für den jeweiligen Stift nur etwas Bewegungsspielraum zum Ausgleich des Ventilspiels beim Ventilschließvorgang vorhanden zu sein. Dementsprechend sind die Druckfedern 23 und 25 so bemessen und auf einander abgestimmt, daß sie in Normalstellung den Stift 21 in der in Fig. 6 gezeigten Stellung halten. Dieser kann im Schadensfall, d. h. wenn also das betroffene und abgesenkte Brückenglied stehengeblieben ist, den Weg H nach oben zurücklegen, so daß auch die zugehörigen Ventilschäfte und Ventilkörper nach oben ausweichen können.

Fig. 7 zeigt eine noch weitere Art zur Anordnung der Ventilschäfte 19 an den Brückengliedern 8, 9. Die Schäfte 19 sind an ihrem oberen Bereich abgesetzt und gehen in einen dünneren Abschnitt 19a über, der sich durch die Bohrungen 17 der Glieder 8, 9 erstreckt und oberhalb der Glieder mit der Druckfeder 23 versehen ist. Zwischen der so gebildeten Schulter 19b der Schäfte 19 und den Gliedern 8, 9 ist ein federndes Teil 32 gelagert, z. B. ein Kunststoffring oder eine Tellerfeder, um Stoßbelastungen in diesem Bereich abzufedern. Bei dieser Ausbildung entfällt der Stift 21 gemäß den Fig. 2, 3 und 6.

Die Fig. 4 und 5 zeigen in vergrößerter Darstellung den Nockenaufbau und verdeutlichen dessen Funktion in Verbindung mit dem entsprechenden, nur teilweise dargestellten Vorsprung 13, 14 des Brückengliedes 8 bzw. 9. Die zurückspringende, also negativ geformte jeweilige Steuerkurve 11, 12 des entsprechenden Nockens 6 bzw. 7 ist im gezeigten Fall kreisbogenförmig ausgebildet. Wie jedoch bereits erwähnt, können auch andere zurückspringende, dem Fachmann ohne weitere naheliegende Steuerkurven angewendet werden, die eine optimale Ventilsteuerungszeit gewährleisten.

Während die in den Fig. 4 und 5 gezeigten Nocken 6, 7 für 4-Takt-Motoren bestimmt sind, zeigt Fig. 8 alternativ einen Einlaßnocken 33 für einen 6-Takt-Motor. Zwecks Erzielung einer noch besseren und damit noch weniger Schadstoffe hinterlassenden Verbrennung des Brennstoffgemisches ist die zurückspringende Kurve 34 der Steuerumfangsstrecke jedes Einlaßnockens 33 in drei Teilabschnitte aufgeteilt, welche insgesamt die Gemischbildung positiv beeinflussen. Die drei Teilabschnitte sorgen für ein sehr gut mit Luft bzw. Sauerstoff angereichertes Brennstoffgemisch und umfassen je etwa 60 Drehwinkelgrade des Einlaßnockens entsprechend jeweils einem Takt. Gemäß dem Drehrichtungs Pfeil A für den Einlaßnocken ist der erste Teilabschnitt 35 (1. Takt) ein zurückspringender Kurventeil, dessen radiale Tiefe dem Ventilhub H entspricht. Es folgt dann ein vorspringender Kurventeil als zweiter Teilabschnitt 36 (2. Takt). Schließlich folgt wieder ein zurückspringender Kurventeil als dritter Teilabschnitt 37 (3. Takt), dessen Tiefe vorteilhaft wieder dem erstgenannten Ventilhub H entspricht. Es ist zweckmäßig, den zweiten, wieder vorspringenden Teilabschnitt 36 nur über eine Teilstrecke h des maximalen Ventilhubes H vorspringen zu lassen (Fig. 8).

Die Herstellung des optimalen Brennstoffgemisches erfolgt mit einem solchen Einlaßnocken derart, daß im 1. Takt angesaugt wird (reine Luft, in die dann Brennstoff eingespritzt wird, oder schon Gemisch). Es folgt dann im 2. Takt eine teilweise Wiederausstoßung des gebildeten Gemisches in das angrenzende Ansaugsystem, wobei eine weitere Verwirbelung des Gemisches stattfindet. Daran schließt sich wieder ein Ansaugen des verwirbelten Gemisches an, wobei die Verwirbelung des Gemisches nochmals gesteigert und mit weiterer Luft aus dem Ansaugsystem angereichert wird.

Während der übrigen drei Takte, deren zugeordnete Abschnitte des Einlaßnockens 33 ebenfalls etwa 60 Winkelgrade umfassen, erfolgt das Verdichten, die Arbeitsleistung und das Ausstoßen des Gemisches aus dem betreffenden

Motorzylinder. Der jeweils zugehörige Auslaßnocken entspricht einem Auslaßnocken 7 nach Fig. 5, jedoch mit der Änderung, daß sich die einfache, zurückspringende Steuerkurve umfangsmäßig über etwa 60 Drehwinkelgrade erstreckt.

Der Kolbenboden des Kolbens in den betreffenden Zylindern des Motors ist so ausgebildet, daß eine Ventilkörperzerstörung auf jeden Fall vermieden ist, wenn der entsprechende Ventilkörper aufgrund des zweiten, wieder vorspringenden Teilabschnittes 36 des sich drehenden Einlaßnockens 33 sich noch in Offenstellung befindet und der Kolben gleichzeitig eine Aufwärtsbewegung durchführt. Ferner kann die Übersetzung zwischen den Nockenwellen 3 und der Kurbelwelle des Motors so gewählt werden, daß die Nockenwellen mit einem Drittel der Drehzahl der Kurbelwelle rotieren.

Den Fig. 2 und 3 ist außerdem zu entnehmen, daß in dem Zylinderkopf 10 Gasführungs Kanäle 27 und 28 vorgesehen sind, um ein fertiges Brennstoffgemisch zum Zylinder 2 leiten bzw. nach dessen Verbrennung wieder aus diesem Zylinder ableiten zu können. Wenn die vorstehend beschriebene Maschine mit Dieseltreibstoff betrieben wird, ist es ohne weiteres möglich, den Treibstoff in herkömmlicher Art in den Zylinder in gewünschter Form und Menge einzuspritzen oder einzuleiten.

Zur Schmierung der Nocken 6, 7 der Nockenwellen 3 ist ein Ömlaufsystem vorgesehen, das sich im wesentlichen im Zylinderkopf 10 erstreckt. Dieses System ist in den Fig. 2 und 3 nur teilweise angedeutet. Man erkennt, daß der Zylinderkopf 10 Ausnehmungen 29 und 30 aufweist, die mit Öl 31 gefüllt sind und in die sich die Nocken 6, 7 teilweise hinein erstrecken, so daß sie bei ihrem Umlauf ständig geschmiert werden. Die Ausnehmungen sind über nicht gezeigte Ölwege miteinander verbunden, und eine Umwälzpumpe läßt das erforderliche Öl in an sich bekannter Weise zirkulieren.

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung, enthaltend wenigstens einen Zylinder mit einem Hubkolben darin, einen Zylinderkopf mit wenigstens einem Einlaßventil und wenigstens einem Auslaßventil für den Zylinder, wobei die Ventilkörper beider Ventile je einer Schließfederkraft ausgesetzt sind, zwei von der Kurbelwelle angetriebene Nockenwellen, wobei nockenwellenseitig ein Einlaßnocken für das Einlaßventil und ein Auslaßnocken für das Auslaßventil vorgesehen ist und wobei die Steuerumfangsstrecke der Nocken für die Ventilkörper von der übrigen Kreisform der Nocken abweicht, und federbelastete, bewegliche Übertragungsglieder, um die Öffnungsbewegungen des Einlaßnockens und des Auslaßnockens auf den zugehörigen Ventilkörper zu übertragen, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerumfangsstrecke jedes Einlaßnockens (6) und jedes Auslaßnockens (7) aus einer gegenüber der übrigen Nockenkreisform zurückspringenden Kurve (11, 12; 34) besteht, daß die Übertragungsglieder je aus einem Brückenglied (8, 9) bestehen, das sich wenigstens im Bereich des Zylinders (2) über den Zylinderkopf (10) erstreckt, zu dem Zylinderkopf insgesamt vertikal und mittels Federkraft (16) ständig nachgiebig geführt ist und mit wenigstens einem dem Zylinderkopf zugekehrten Vorsprung (13, 14) für den Ablauf auf einem Nocken (6, 7) versehen ist, und daß das Einlaßventil (4) und das Auslaßventil (5) mit ihrem Schaft (19) an dem zugehörigen Brückenglied (8, 9) befestigt und zusammen mit diesem hubbewegbar sind.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die zurückspringende Steuerkurve (11, 12) jedes Nockens (6, 7) konkav geformt oder etwa V-förmig mit abgerundetem Scheitel ausgebildet ist, wobei die am weitesten zurückspringende Stelle der Steuerkurve dem Ventilhub entspricht.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkurve (11, 12) jedes Nockens (6, 7) etwa 90° von dessen Drehwinkel umfaßt.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der für jeden Nocken (6, 7) bestimmte Vorsprung (13, 14) des jeweiligen Brückengliedes (8, 9) einen V-förmigen Profilquerschnitt mit abgerundetem Scheitel aufweist.

5. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Brückenglieder (8, 9) aus einem länglichen, den jeweiligen Zylinderkopf (10) überquerenden Bauteil bestehen, dessen Endbereiche an feststehenden Führungsstangen (15) vertikal gleiten.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Führungsstangen (15) am Zylinderkopf (10) der Maschine angeordnet sind.

7. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß an den Endbereichen der Brückenglieder (8, 9) Druckfederkräfte (16) angreifen, die die Brückenglieder gegen die Nocken (6, 7) gedrückt halten.

8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilschaft (19) der Ventilkörper (20) an den Brückengliedern (8, 9) in seiner Längsrichtung axial beweglich angeordnet und wenigstens einer die Ventilkörper in Schließrichtung drückenden Federkraft (23) ausgesetzt ist, um das Ventilspiel auszugleichen.

9. Brennkraftmaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilschaft (19) der Ventilkörper (20) an seinem oberen Bereich abgesetzt ist und einen dünneren Abschnitt (19a) aufweist, der durch das Brückenglied (8, 9) ragt, und daß ein federndes Teil (32) zwischen der Schulter (19b) des Schaftes (19) und dem Brückenglied (8, 9) vorgesehen ist.

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die längsaxiale Beweglichkeit des oder jedes Ventilschaftes (19) nach oben in dem jeweiligen Brückenglied (8, 9) um den Ventilhub (H) erweitert ist.

11. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderkopf (10) mit einem Ölumlaufsystem (29, 30) für die Schmierung der Nocken (6, 7) der Nockenwellen (3) versehen ist.

12. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 und einem der Ansprüche 4–11, dadurch gekennzeichnet, daß die zurückspringende Kurve (34) der Steuerumfangsstrecke jedes Einlaßnockens (6) – in Drehrichtung des Nockens betrachtet – aus einem ersten, zurückspringenden Teilabschnitt (35), aus einem dann folgenden zweiten, wieder vorspringenden Teilabschnitt (36) und einem dritten, ebenfalls zurückspringenden Teilabschnitt (37) besteht.

13. Brennkraftmaschine nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Teilabschnitt etwa 60 Nockendrehwinkelgrade umfaßt.

14. Brennkraftmaschine nach Anspruch 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Hubweg (h) des zweiten, vorspringenden Teilabschnittes (36) der Kurve

(34) einer Teilstrecke des maximalen Ventilkörperhubes (H) entspricht.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

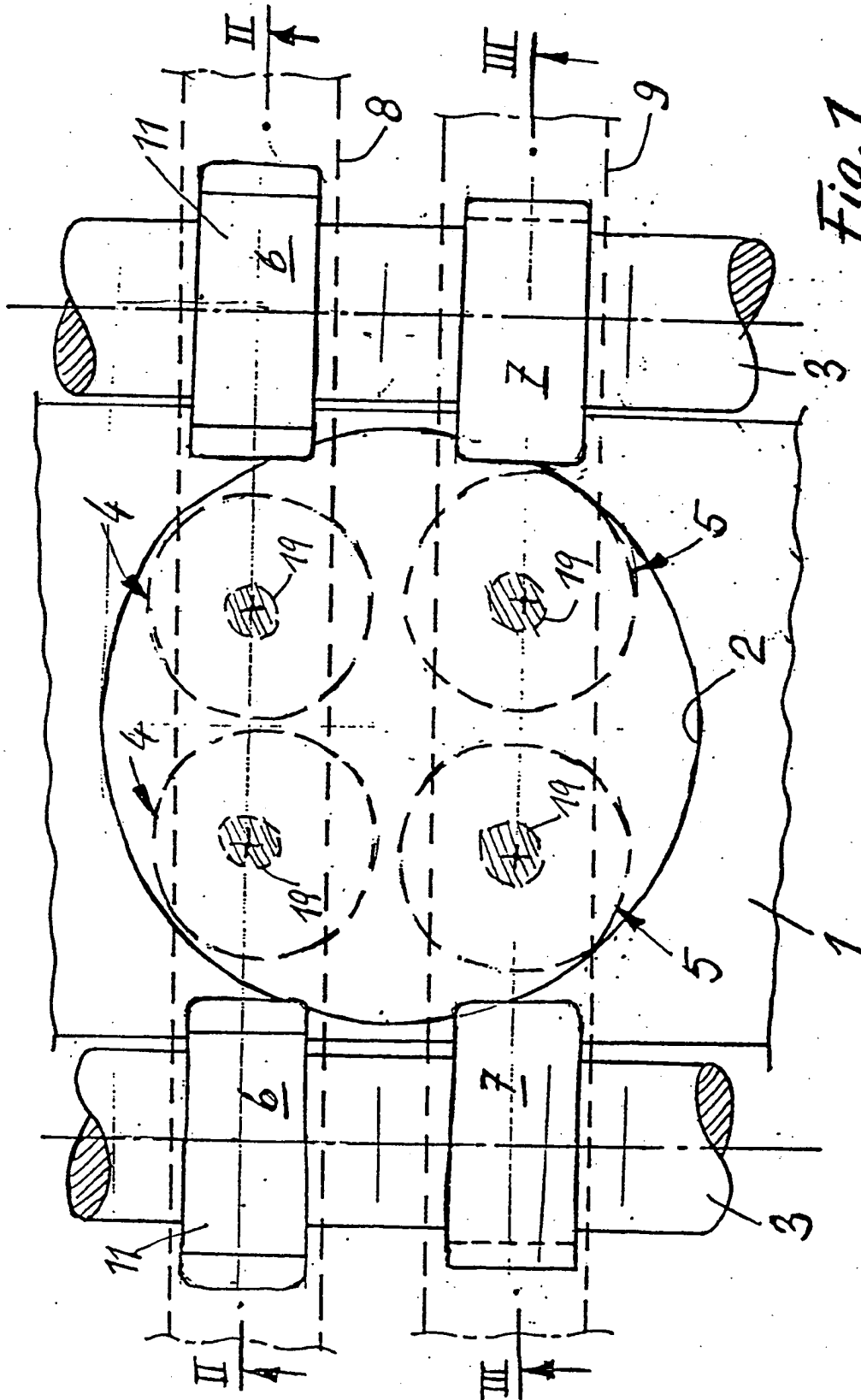
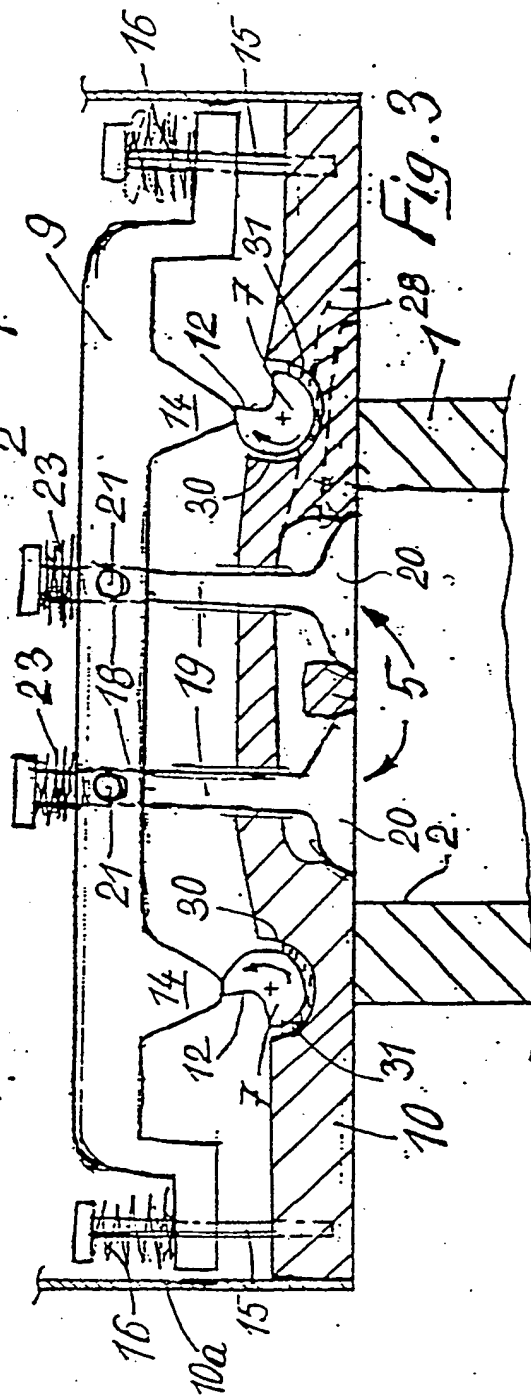
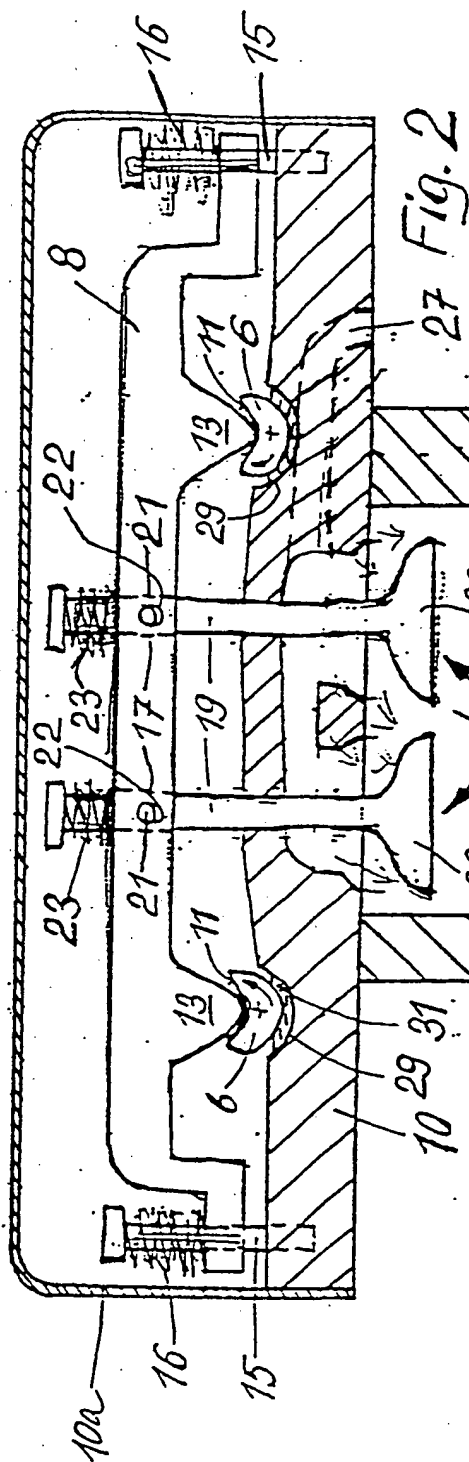
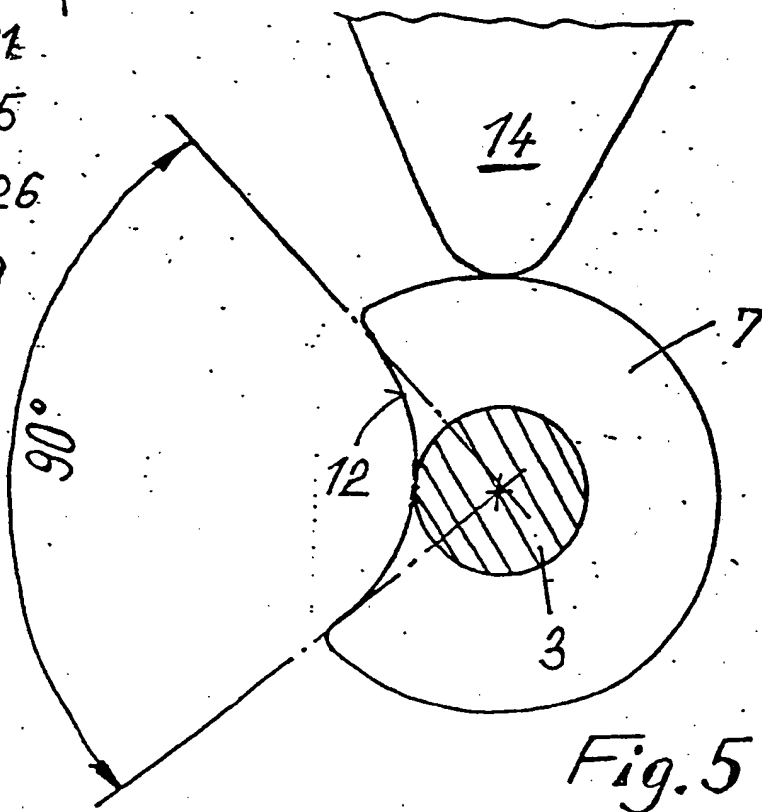
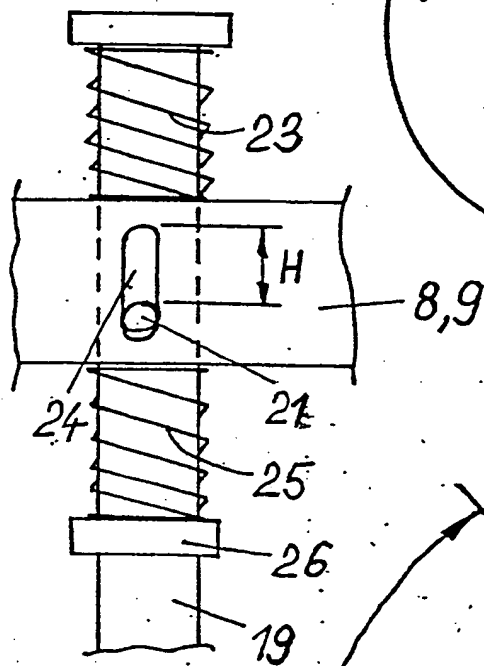
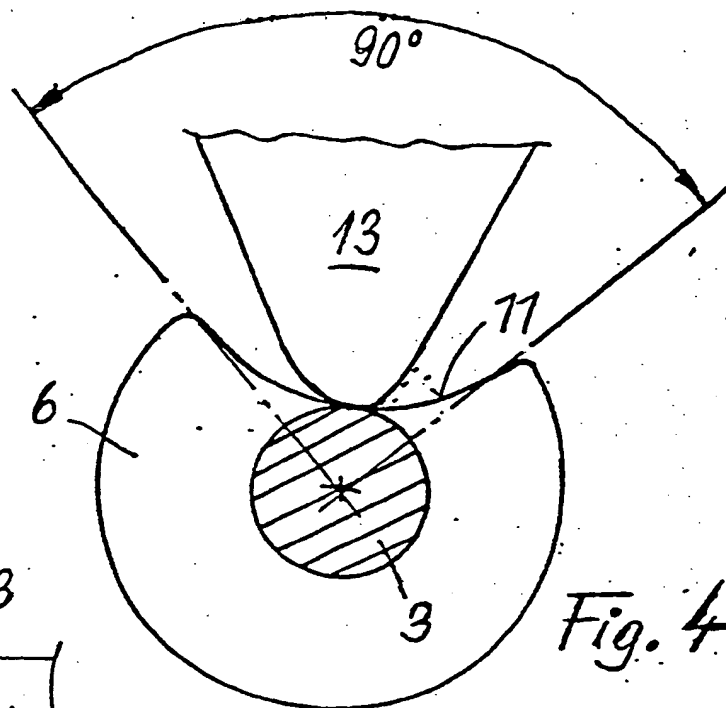


Fig. 1





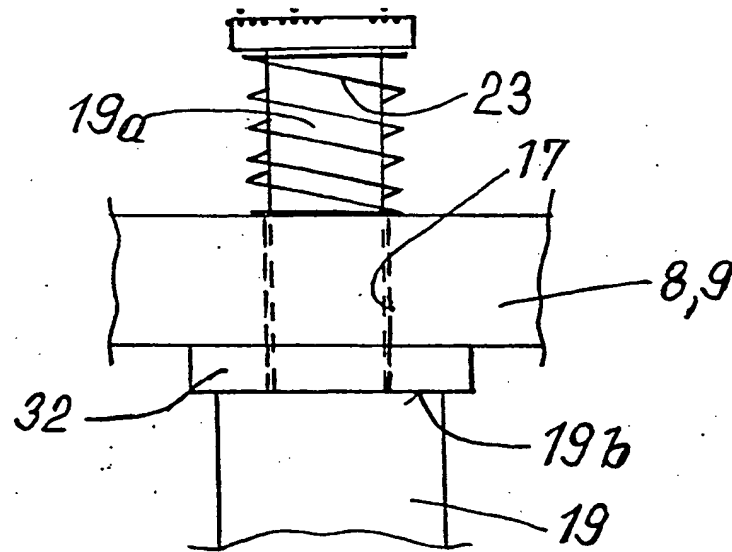


Fig. 7

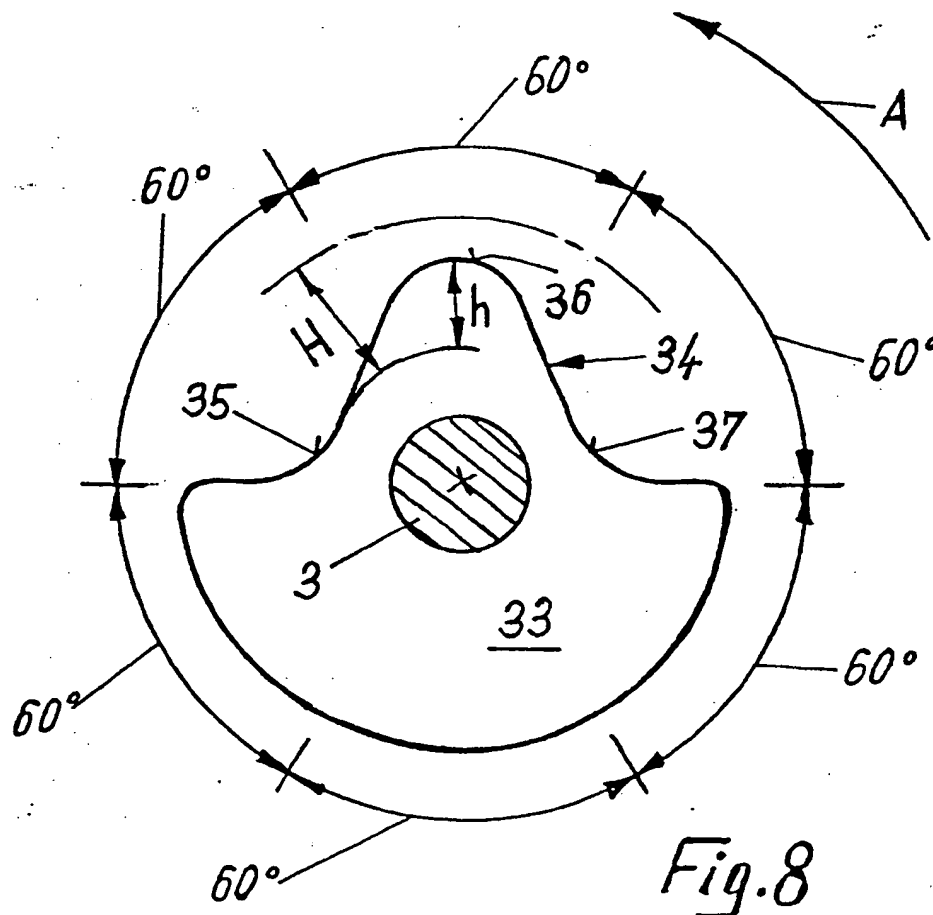


Fig. 8

Laid-Open Publication**DE 196 48 337 A1**

5

Combustion Engine with Internal Combustion

This type of engine comprises at least one cylinder with a reciprocating piston inside it, a cylinder head with at least one inlet valve and at least one outlet valve for the cylinder, two cam shafts driven by the crank shaft for opening and closing the inlet valve and the outlet valve, and transfer elements in order to transfer the opening movements of the cams to the valves. The control scope of each inlet cam and of each outlet cam consists of a recessed curve. The transfer elements consist of a vertically guided bridging element with a projection passing over it provided for each cam, and are pressed onto the cams by means of spring force. Each inlet valve and each outlet valve is attached by its valve body to the associated bridging element and it can move together with this for a stroke.

Description

The invention is based upon a combustion engine with internal combustion, containing at least one cylinder with a reciprocating piston inside it, a cylinder head with at least one inlet valve and at least one outlet valve for the cylinder, the valve bodies of both valves each being subjected to closure spring force, two cam shafts driven by the crank shaft, on the cam shaft side an inlet cam being provided for the inlet valve and an outlet cam for the outlet valve, and the control scope of the cams for the valve body movement deviating from the normal circular shape of the cams, and movable transfer elements subjected to spring force in order to transfer the opening movements of the inlet cam and of the outlet cam to the corresponding valve body.

A combustion engine of this type is generally known. It has been tried to design the valve control of this engine such that the most complete combustion possible of the fuel mixture is achieved. The previous successes are not, however, totally satisfactory, so that one has resorted to catalysts, gas recirculation, pressure charging and similar techniques.

In connection with this, DE-A-23 58 894 is known, according to which a four stroke engine is driven such that directly after the working stroke (or combustion stroke) there follows a further compression stroke with a subsequent further working stroke (or combustion stroke) with which the recompressed pre-burnt mixture, if required enriched with air or oxygen, is ignited again. Only then does the exhaust stroke follow. This requires a complicated valve control because the outlet and the inlet valve first of all remain closed for two further strokes.

In order to design the combustion of the mixture to be more effective, i.e. to obtain both better combustion and better power output, special designs are known from DE-A-31 29 028 and DE-A-37 10 706. Here, engines are described, the pistons of which are provided with double connecting rods which are in turn controlled by two crank shafts. Because in this case the side forces of the connecting rods are cancelled on the pistons, the pistons are not

subjected to any side forces which act upon the cylinder walls, so that more output is transferred from the pistons to the crank shaft, and the abrasion on the piston and on the cylinder is reduced. There is also less combustion residue on the cylinder walls because, due to the strongly reduced friction in this region,
5 correspondingly less oil is required for the lubrication between the piston and the cylinder.

A further disadvantage of the engines described above is that considerable valve damage can occur if a breakage of the toothed belt or of the toothed chain
10 for driving the cam shafts occurs. Because open valves then stop, but the pistons carry on moving due to the following crank shaft, the pistons strike against the open valves and destroy them. Corresponding damage also occurs with a cam shaft breakage. Damage resulting from this can lead to the total failure (or loss) of the engine.

15 The object of the invention is to improve a combustion engine of the type specified at the start such that more effective combustion of the fuel mixture absorbed into the engine is made possible, that this aim is fulfilled with a simply designed and cost-effectively producible design, and that the engine damage
20 due to cam shaft failure is avoided.

The solution to this object is given in the characterizing portion of Claim 1.

By means of this solution, a new valve operation system for this type of
25 combustion engine is produced, the valves of which are controlled by means of intermediary transfer elements, i.e. indirectly. These transfer elements are generally so-called rocker arms which, however, have a relatively expensive rotation mounting for which there is often not enough available space. The rocker arms themselves must also be very accurately produced, and this is
30 associated with the corresponding costs. In particular, if several inlet valves and several outlet valves are provided for each cylinder, a rocker arm system on its own can often not be produced economically for reasons relating to space.

According to the invention, at least two bridging reciprocating elements, bridging the respective cylinder in the crossways direction to the engine are now used which – in the case of two inlet valves and two outlet valves per cylinder – each have two projections facing the cylinder, each projection working in conjunction with a cam of the associated cam shaft. The shaft of the valve body, or the valve body if several inlet valves are provided for one cylinder, hangs on each bridging element between its two projections. This design is once again provided for the outlet valve or the outlet valves. Each of the two cam shafts carry next to one another an inlet cam and an outlet cam for the or for each cylinder. The two bridging elements per cylinder are mounted vertically and so as to be constantly flexibly movable at their end regions on simple guide rods. This type of structure for controlling the valves is very simple, and can be produced cost effectively. The quality of the combustion of the fuel mixture absorbed is also improved because the valve control times can be simply adapted to the optimal combustion conditions with the negative control curve of the cams proposed according to the invention. The combustion results are however at least as good as can be achieved with conventional, i.e. positive control curves of the cams controlling the valves. On the other hand, the new valve control system for indirectly operated valves has the advantage that it can be designed to save space and be cost-effectively produced.

Furthermore, by means of the new valve control system, damage to the engine caused by the cam shaft is avoided. If the cam shaft were to stop for any reason, open valves are not damaged because they are also pushed upwards in this position, and practically reach the closed position. Their upwards flexibility is achieved, for example, in that the bridging element in question can flex upwardly due to its vertical spring force.

In a preferred embodiment of the recessed control curve of each cam, said curve is concave in form, or possibly in a V shape with a rounded peak, the furthest recessed position of the control curve corresponding to the valve stroke. This control curve includes approximately 90° of the cam rotation

angle. The projection of the bridging element engaging with this control curve has e.g. a V-shaped profile cross-section, the peak of the projection being rounded in order to guarantee good slide on the control curve. This design is simple in form and can be produced cost-effectively by conventional methods.

5

In another preferred embodiment, the longitudinal axial movability of the or of each valve shaft in the respective bridging element is extended in addition to the valve play equalisation around the valve stroke. In this way, on its own, or together with the vertical movement of the bridging element in question, a
 10 vertical return movement of the valve shaft or shafts, i.e. a movement in its closure direction, can be achieved, if in the event of damage, a piston strikes against the corresponding valve body or bodies.

In the following, the invention is described in greater detail using one of the
 15 examples of embodiments shown in the attached drawings:

- Fig. 1** shows a view of a partially illustrated engine block, the cylinder head being omitted, but several components for the control of the cylinder valves indicated by dashed lines being shown,
- 20 **Fig. 2** shows a sectional view according to line II-II in **Fig. 1**,
- Fig. 3** shows a sectional view according to the line III-III in **Fig. 1**,
- Fig. 4** shows an inlet cam on an enlarged scale during the absorption stroke,
- Fig. 5** shows the inlet cam according to **Fig. 4** during the compression
 25 stroke,
- Figs. 6 and 7** show further examples of the mounting of a valve shaft,
- Fig. 8** shows a further embodiment of an inlet cam.

Fig. 1 shows a partially illustrated engine block 1 with which the usual cylinder
 30 head is left out, and with which only one cylinder 2 can be seen. Several cylinders, however, can also be provided in the engine block, such that e.g. a four cylinder engine can be produced. On the cylinder head, which has been left out in order to give a better overview, two cam shafts 3 are rotatably

mounted in the longitudinal direction of the engine, and are driven in the conventional manner by the crank shaft (not shown) by its half revolution. For the cylinder 2 shown, two inlet valves 4 and two outlet valves 5 are provided. It is also possible, however, to respectively provide just one outlet valve and two outlet valves, or two outlet valves and one inlet valve, or one inlet and one outlet valve. Such combinations of valves are known, and are not essential for this invention.

The two cam shafts 3 are each provided with an inlet cam for the two inlet valves 4 and with an outlet cam for the two outlet valves 5. In order to operate the inlet valves 4 and the outlet valves 5, a bridging element 8 or 9 is respectively provided, which is shown by dashed lines, and only partially in **Fig. 1**. The two bridging elements 8 and 9 lying parallel next to one another cross at least the cylinder 2 in the engine block 1, and operate the inlet valves 4 and the outlet valves 5 upon rotation of the cam shafts 3 at the corresponding times, whereupon they collectively rise and fall due to their progress over the respective two cams 6 and 7.

In **Figs. 2 and 3**, the engine block 1 is provided with a cylinder head 10 with a cover 10a. This cylinder head is screwed onto the engine block 1 in the conventional manner; it can, however, also be made integrally with the engine block.

Fig. 2 shows that the inlet valves 4 are in the open position due to the lowered bridging element 8. At the same time, the outlet valves 5 according to **Fig. 3** are closed because the corresponding bridging element 9 is back in its uppermost position due to the corresponding closed position of the outlet cams 7.

In the example shown, the cams 6 and 7 are driven in opposite directions. This is not a requirement, however; they can also be driven in the same direction. In this case, the one outlet cam 7 has of course a position which has been changed by a 90° angle of rotation with respect to the other outlet cam 7. In

any event, the bridging elements 8, 9 move overall equidistantly from the cylinder head 10.

The new form of cam can be clearly seen in **Figs. 2 to 5**. It can be seen that
 5 the control scope of each cam, which determines the valve opening times, consists of a curve 11 or 12 which is recessed with respect to the conventional circular cam shape, and is therefore negative. These recessed control curves are for example concave in form, the point of each curve which is recessed the furthest (the deepest) corresponding to the valve stroke. Alternatively, each
 10 control curve can be approximately V-shaped with a rounded peak, or be of another appropriate form. The end regions of each control curve can be shaped such that desirable valve opening overlaps are given. In general, the respective control curve 11 or 12 of the corresponding cam 6, 7 includes for example a cam rotation angle of 90° . It should be noted that the control curves
 15 11, 12 can be formed such that the maximum opening stroke of each valve is reached very quickly so that optimal gas exchange is achieved in the cylinder 2.

It can be seen from **Figs 2 and 3** that the respective bridging element 8 or 9 is provided with two projections 13 and 14. These projections 13, 14 create in
 20 some form a cam outlet element or a cam follower, and have e.g. a V-shaped profile cross-section with a rounded peak. In any case, these projections are formed such that they can slide, as specified, on the corresponding control curve 11, 12.

25 The two bridging elements 8, 9 consist of an oblong component which crosses the respective cylinder, which is guided vertically, and is held by spring force so as to be permanently and flexibly pressed against the cams 6, 7. For this, for example in the side edge region of the cylinder head 10, two fixed guide rods 15 are provided, on which the end regions of the bridging elements 8, 9 slide
 30 vertically. On these guide rods, pressure springs 16 are provided above the bridging elements, and these exert a force which permanently acts vertically downwards on the bridging elements.

Between the projections 13 and 14 of the respective bridging element 8 or 9, bore holes 17 and 18 are provided in this in which the shafts 19 of the valve bodies 20 of the valves 4 and 5 are disposed such as to be at least slightly axially movable. For this, pins 21 are mounted in the respective bridging element which are in turn mounted in the respective valve shaft 19 with a tight fit. The holes 22 in the respective bridging element 8, 9 are formed such that the aforementioned axial movement of the valve bodies 20 is made possible so that secure closure of the valves is guaranteed without damaging the valve seats and/or the valve bodies. For this the valve shafts are provided with pressure springs 23 at their upper end. These are supported at the top on the respective bridging element 8, 9 such that the valve shafts 20 are permanently pressed upwards, i.e. in the closure direction. In this way the valve play is equalised.

Fig. 6 shows a further possibility for arranging the valve shafts 19 on the bridging elements 8, 9. The arrangement shown makes it possible, in the event of damage, for the open valve bodies 20 and their shafts 19 to be able to be pushed upwards by the piston of the cylinder or cylinders in question, on their own or together with the associated bridging element, and thus remain undamaged. For this, the bridging elements 8, 9 have a vertical slot 24 in which the pin 21 of the shafts 19 can move. Furthermore, a lower pressure spring 25 is additionally provided which is supported on a collar 26 of the shafts 19 and at the bottom on the bridging elements 8, 9. The length of the holes 24 is such that the pin 21 sliding therein can cover the distance H upwards which corresponds to the maximum valve stroke. For the respective pin, there only needs to be a little movement play space downwardly in order to equalise the valve play during the valve closure process. Correspondingly, the pressure springs 23 and 25 are of dimensions, and coordinated with one another such that in the normal position, they hold the pin 21 in the position shown in **Fig. 6**. In the event of damage, i.e. when the lowered bridging member in question has stopped, this can cover the upwards distance H such that the associated valve shafts and valve bodies can also shift upwards.

Fig. 7 shows yet another type of arrangement of the valve shafts 19 on the bridging elements 8, 9. The shafts 19 are displaced at their upper region and pass into a thinner section 19a which extends through the boreholes 17 of the elements 8, 9, and is provided with the pressure spring 23 above the elements.

- 5 Between the shoulder 19b of the shafts thus formed and the elements 8, 9, a springy part 32 is mounted, e.g. a synthetic ring or a disc spring so as to absorb impact forces in this region. With this embodiment, the pin 21 according to **Figs. 2, 3 and 6** is dispensed with.

- 10 **Figs. 4 and 5** show an enlarged illustration of the cam structure and clarify its function in connection with the corresponding, only partially illustrated, projection 13, 14 of the bridging element 8 or 9. The respective recessed, i.e. negatively formed, control curve 11, 12 of the corresponding cam 6 or 7 is in the form of a circular arc in the case shown. As already mentioned, however, other
15 recessed control curves, obvious to a man skilled in the art, can be used, which guarantee an optimal valve control time.

- Whereas the cams 6, 7 shown in **Figs. 4 and 5** are specified for 4 stroke engines, **Fig. 8** alternatively shows an inlet cam 33 for a 6 stroke engine. In
20 order to achieve even better combustion of the fuel mixture which thus leaves even less pollutants, the recessed curve 34 of the control scope of each inlet cam 33 is divided into three partial sections which have an overall positive effect upon the mixture formation. The three partial sections provide a fuel mixture very well enriched with air and oxygen, and each include approximately 60
25 rotation angle degrees of the inlet cam each corresponding to one stroke. According to the rotation direction arrow A for the inlet cam, the first partial section 35 (1st stroke) is a recessed curve part, the radial depth of which corresponds to the valve stroke H. There then follows a projecting curve part as the second partial section 36 (2nd stroke). There finally follows once again a
30 recessed curve part as the third partial section 37 (3rd stroke), the depth of which advantageously corresponds again to the first mentioned valve stroke H. It is advantageous to allow the second partial section 36 which projects again, to only project over a partial stretch h of the maximum valve stroke H (**Fig. 8**).

The optimal fuel mixture is produced with this type of inlet cam such that there is intake in the 1st stroke (pure air into which fuel is then injected, or a prepared mixture). In the 2nd stroke there then follows a partial ejection of the formed
 5 mixture into the adjacent intake system, a further swirling of the mixture taking place. There then follows another intake of the swirled mixture, the swirling of the mixture once again being increased, and being enriched with more air from the intake system.

10 During the remaining three strokes, the allocated sections of the inlet cam 33 of which also include approximately 60 angle degrees, the compression, the combustion and the exhaust of the mixture from the engine cylinder in question take place. The respective associated outlet cam corresponds to an outlet cam
 7 according to **Fig. 5**, but with the change that the simple, recessed control
 15 curve extends peripherally over approximately 60 rotation angle degrees.

The piston head of the piston in the cylinders in question of the engine is designed such that destruction of the valve body is avoided in any event when the corresponding valve body is in the open position once again due to the
 20 second, recessed partial section 36 of the rotating inlet cam 33, and the piston at the same time performs an upwards movement. Furthermore, the translation between the cam shafts 3 and the crank shaft of the engine can be chosen such that the cam shafts rotate with a third of the number of revolutions of the crank shaft.

25 Moreover, it can be seen from **Figs. 2 and 3** that gas guiding channels 27 and 28 are provided in the cylinder head 10 in order to be able to convey a finished fuel mixture to the cylinder 2, or to discharge it from this cylinder again after it has been burnt. If the engine described above is driven with diesel oil, it is
 30 obviously possible to inject or feed the fuel into the cylinder in the desired form and quantity in the conventional manner.

In order to lubricate the cams 6, 7 of the cam shafts 3, an oil circulation system is provided which substantially extends into the cylinder head 10. This system is only partially shown in **Figs. 2 and 3**. One can see that the cylinder head 10 has recesses 29 and 30 which are filled with oil 31, and into which the cams 6, 7 partially extend so that they are constantly lubricated as they circulate. The recesses are connected to one another by oil paths which are not shown, and a circulation pump allows the required oil to circulate in a manner known in its own right.

Patent Claims

1. A combustion engine with internal combustion, containing at least one cylinder with a reciprocating piston inside it, a cylinder head with at least one inlet valve and at least one outlet valve for the cylinder, the valve bodies of both valves each being subjected to a closure spring force, two cam shafts driven by the crank shaft, on the cam shaft side an inlet cam being provided for the inlet valve and an outlet cam for the outlet valve, and the control scope of the cams for the valve bodies deviating from the normal circular form of the cams, and movable transfer elements, subjected to spring force, in order to transfer the opening movements of the inlet cam and of the outlet cam to the associated valve body, **characterized in that** the control scope of each inlet cam (6) and of each outlet cam (7) consists of a curve (11, 12; 34) which is recessed with respect to the normal cam circle shape, that the transfer elements each consist of a bridging element (8, 9) which extends at least in the region of the cylinder (2) over the cylinder head (10), is guided overall vertically to the cylinder head and always flexibly by means of spring force (16), and is provided with at least one projection (13, 14) facing the cylinder head for the action on a cam (6, 7), and that the inlet valve (4) and the outlet valve (5) are attached by their shaft (19) to the associated bridging element (8, 9), and can move together with this for a stroke.
2. The combustion engine according to Claim 1, characterized in that the recessed control curve (11, 12) of each cam (6, 7) is concave in form, or perhaps V-shaped with a rounded peak, the furthestmost recessed point of the control curve corresponding to the valve stroke.
3. The combustion engine according to Claim 1 or 2, characterized in that the control curve (11, 12) of each cam (6, 7) includes approximately 90° of its rotation angle.

4. The combustion engine according to Claim 1, 2 or 3, characterized in that the projection (13, 14) of the respective bridging element specified for each cam (6, 7) has a V-shaped profile cross-section with a rounded peak.
5. The combustion engine according to any of Claims 1 to 4, characterized in that the bridging elements (8, 9) consist of an oblong component crossing the respective cylinder head (10), the end regions of which slide vertically on fixed guide rods (15).
6. The combustion engine according to Claim 5, characterized in that the guide rods (15) are disposed on the cylinder head (10) of the engine.
7. The combustion engine according to any of Claims 1 to 6, characterized in that on the end regions of the bridging elements (8, 9), pressure spring forces (16) engage which hold the bridging elements pressed against the cams (6, 7).
8. The combustion engine according to any of Claims 1 to 7, characterized in that the valve shaft (19) of the valve bodies (20) are disposed on the bridging elements (8, 9) in its longitudinal direction so as to be axially movable, and at least one of the valve bodies is subjected to the spring force (23) pushing in the closure direction in order to equalise the valve play.
9. The combustion engine according to Claim 8, characterized in that the valve shaft (19) of the valve bodies (20) is displaced at its upper region and has a thinner section (19a) which projects through the bridging element (8, 9), and that a springy part (32) is provided between the shoulder (19b) of the shaft (19) and the bridging element (8, 9).
10. The combustion engine according to Claim 8, characterized in that the longitudinal axial movability of the or of each valve shaft (19) is extended

upwardly in the respective bridging element (8, 9) around the valve stroke (H).

- 5 11. The combustion engine according to any of Claims 1 to 10, characterized in that the cylinder head (10) is provided with an oil circulation system (29, 30) for the lubrication of the cams (6, 7) of the cam shafts (3).
- 10 12. The combustion engine according to Claim 1 and to any of Claims 4-11, characterized in that the recessed curve (34) of the control scope of each inlet cam (6) – as seen in the rotation direction of the cam – consists of a first, recessed partial section (35), of a then following second partial section (36) which projects again, and a third partial section (37) which is also recessed.
- 15 13. The combustion engine according to Claim 12, characterized in that each partial section includes approximately 60 cam rotation angle degrees.
- 20 14. The combustion engine according to Claim 12 or 13, characterized in that the stroke path (h) of the second, projecting partial section (36) of the curve (34) corresponds to a partial stretch of the maximum valve body stroke (H).

4 pages of drawings attached

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.